

## TRANSFERENCIA TÉRMICA POR CONVECCIÓN NATURAL EN UN RECINTO CERRADO EN CONDICIONES DE EQUILIBRIO TÉRMICO Y DINÁMICO

Vilte M, De Paul I.

Facultad de Ciencias Exactas - C.I.U.N.Sa. - Universidad Nacional de Salta  
Buenos Aires 177, (4400) Salta, Argentina -Teléfono: (0387)4255389,e-mail:viltem@unsa.edu.ar

**RESUMEN.** Se presentan los resultados obtenidos en el ensayo de una cavidad cúbica llena con agua, para tiempos muy largos luego de que el sistema haya alcanzado el estado estacionario. Comparando con resultados de experiencias previas, se comprueba que aunque el sistema haya alcanzado el equilibrio térmico con el ambiente, puede no estar en equilibrio dinámico. Se encuentran expresiones analíticas, que permiten calcular la temperatura en las proximidades del techo y el piso, en correspondencia con los valores medidos. Se comparan los coeficientes convectivos  $h$ , calculados a partir de estos valores con los que se obtendrían empleando la temperatura del agua en el centro.

**Palabras claves:** convección natural, recintos cerrados, visualización de flujos, medidas térmicas

### INTRODUCCIÓN

El conocimiento de los procesos de transferencia de energía por convección natural en una cavidad cerrada es importante en vistas a lograr la optimización del diseño de sistemas solares pasivos. Esto surge del hecho que dicha transferencia depende fuertemente de la geometría del sistema en consideración y los coeficientes de transferencia térmica sobre las superficies se modifican sustancialmente respecto de los que se consignan en la bibliografía, asociados a transferencia entre superficies infinitas hacia medios semiinfinitos.

Existen antecedentes importantes, en el estudio de procesos de convección natural en recintos cerrados, tanto desde el punto de vista experimental, como teórico para diferentes geometrías y para diferentes condiciones de borde (Ostrach 1972; Elder 1965). Los trabajos de Elder, muestran que en una cavidad cúbica con una cara caliente y otra fría, manteniendo las restantes aisladas, el patrón de circulación muestra un núcleo central isotermo (Figura 1). En trabajos anteriores ( Vilte y De Paul, 1998) se comprobó que en una cavidad cúbica con calentamiento desde una cara y las restantes en contacto con el ambiente, el estado estacionario de este flujo convectivo se alcanza a pocas horas de iniciado el calentamiento, con una distribución de temperaturas y un patrón de circulación global como la que se visualiza en la Figura 2. Es de destacar el efecto de rebote que se observa al chocar el agua que se desplaza debajo del techo con la pared derecha, lo que induce la aparición de una recirculación en el extremo inferior derecho que encierra el núcleo frío.

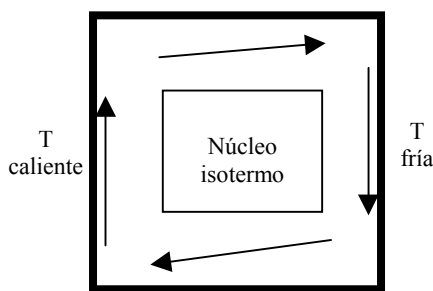


Figura 1. Circulación en la cavidad cúbica con temperaturas diferentes en caras opuestas.

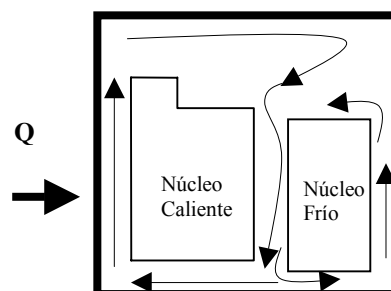


Figura 2. Circulación en la cavidad cúbica con calentamiento lateral.

El objetivo del presente trabajo es mostrar las características tanto térmicas como fluidodinámicas que se tienen en un tiempo muy largo después de alcanzar el estado estacionario, ante las condiciones de funcionamiento correspondientes a la figura 2.

En las experiencias presentadas aquí, se trabajó con medidas de temperaturas registradas entre las 8 y 16 hr de iniciado el calentamiento, de forma tal que se tiene la seguridad de que el sistema ha alcanzado el equilibrio térmico con el ambiente. Dichas experiencias, muestran una evolución, tanto en la circulación en el interior de la cavidad, como así también en la distribución de

temperaturas. Esto pone en evidencia, que en las experiencias anteriores, a pesar de haberse alcanzado el equilibrio térmico con el ambiente, en el interior del recinto no se alcanzó el estado estacionario, tanto térmico como dinámico. En segundo lugar, se efectuaron experiencias, en idénticas condiciones de temperatura ambiente, para diferentes valores de potencia suministradas al sistema. La temperatura del laboratorio, presentó variaciones entre 14.5 y 15.5 °C, por lo que puede decirse que la temperatura en el entorno del modelo se mantuvo prácticamente constante, durante las experiencias.

## DISEÑO EXPERIMENTAL

El modelo ensayado es una caja cúbica de  $0,10 \times 0,10 \times 0,10 \text{ m}^3$ , cuyas paredes laterales son de vidrio flotado y el techo y el piso de acrílico. El flujo que convecta es agua desgasificada. El recinto es calentado a través de una de las paredes laterales, por medio de una resistencia eléctrica que se conecta a una fuente de tensión que entrega valores de voltaje constantes y estables. Se registraron los valores de temperatura para diferentes valores de voltajes de calentamiento para  $V_c = 20, 25, 30, 35$  y  $40 \text{ V}$ , que corresponden a diferentes potencias  $P = 5.33, 8.33, 12, 16.33$  y  $21.33 \text{ W}$  entregadas al sistema.

Los sensores de temperatura son termocuplas, conectadas a dos bloques de NUDAM, de 8 canales de datos cada uno controlados por una PC que registra los datos medidos en la memoria. La precisión en los valores de temperaturas arrojados por el equipo es de alrededor  $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ . Luego la calibración de los sensores y canales de cada bloque el error experimental en los valores de temperaturas oscila entre  $0.3$  y  $0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Los sensores de temperatura se ubican en el punto medio de las paredes de la cavidad, en la cara externa e interna. También se ubicaron 3 sensores en el interior de la cavidad, en la dirección vertical que pasa por el centro de caja cúbica, uno en el centro de la cavidad, otro a  $0.5 \text{ cm}$  debajo del techo y otro a  $0.5 \text{ cm}$  por encima del piso. En definitiva se tienen 15 sensores de temperatura, 12 distribuidos en las paredes y 3 en el agua, en el interior de la cavidad. Esto se esquematiza en la Figura 3.

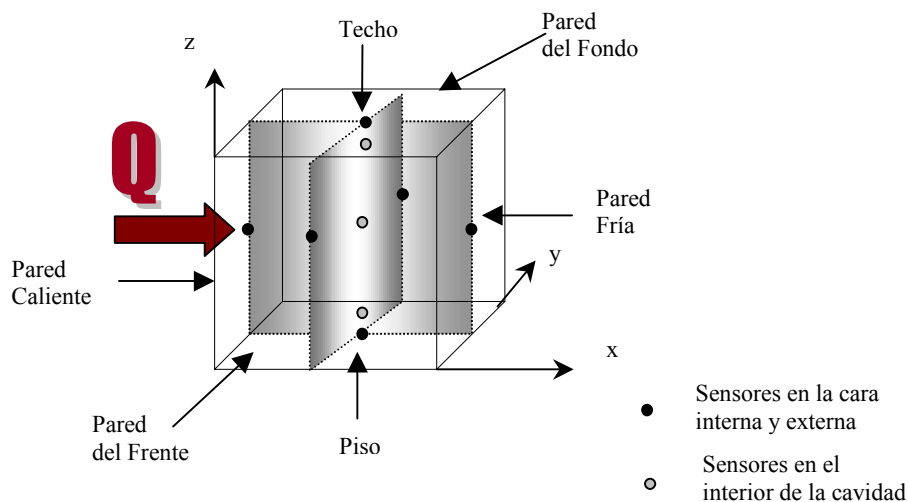
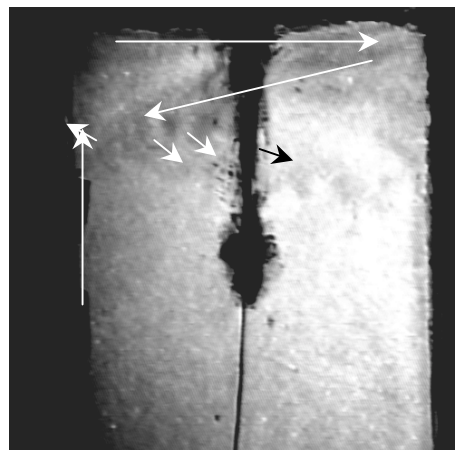


Figura 3. Esquema que muestra, el sistema estudiado, la ubicación de los sensores, las paredes y planos analizados.

## VISUALIZACIÓN DEL FLUJO



4 a)



4 b)

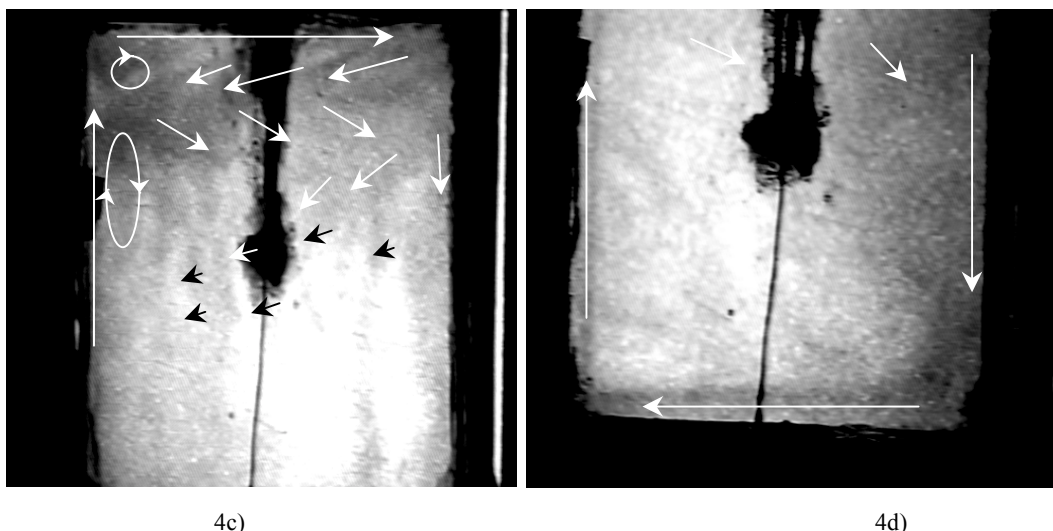


Figura4. Visualización del Flujo en la cavidad entre las 12 y 13 hr de iniciado el calentamiento.

Para visualizar el movimiento del agua en la cavidad se recurrió a la técnica de Shadow, iluminando desde el fondo a través de un difusor y usando como trazador cristales de permanganato de potasio. Se filmó con una cámara la lenta evolución del flujo y posteriormente se capturaron y procesaron las imágenes más representativas usando una computadora. En las Figura 4 a), 4 b), 4c) y 4d), se muestra la evolución del flujo convectivo dentro del local.

Estas imágenes muestran en el estado estacionario, luego de muchas horas de iniciado el calentamiento que el flujo asciende por la pared caliente, se desplaza rápidamente debajo del techo de izquierda a derecha y rebota sobre la pared fría (Figura 4 a, 4b y 4c). El agua retrocede a medida que baja hasta unos 2cm debajo del techo, de derecha a izquierda (Figura 4b y 4c), en parte recircula hacia el techo y en parte vuelve a desplazarse hacia la derecha a medida que baja. Se observa que el agua descende a lo largo de la pared fría y es arrastrada hacia la pared caliente donde es succionada hacia arriba (Figura 4c y 4d). En la zona media se observa un desplazamiento muy lento pero muy nítido de agua de arriba hacia abajo y desde la pared fría hacia la caliente.

## MEDIDAS TERMICAS

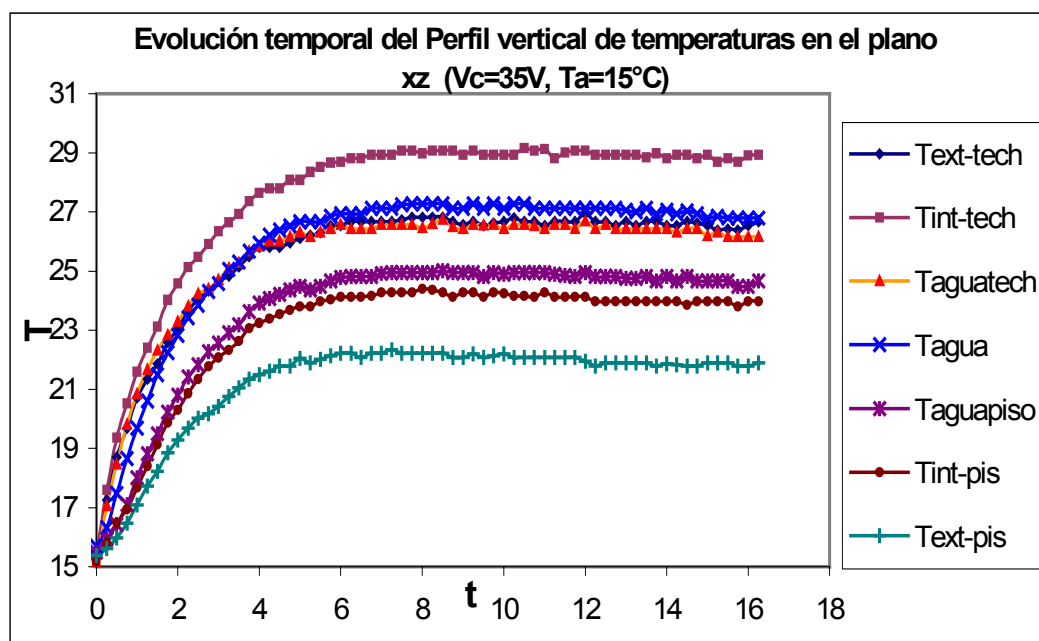


Figura 5. Evolución temporal del perfil de temperaturas vertical en el plano xz.

En cada experiencia, para una potencia fija suministrada al sistema, las medidas de temperaturas se registran cada 15min, durante 24 hr. Se registra el calentamiento, el estado estacionario y el enfriamiento del sistema. En la Figura 5 se muestra la evolución

temporal del sistema en el plano xz, para el caso en que la potencia entregada corresponde a un voltaje  $V_c=35V$ , las medidas de temperaturas analizadas, son las que corresponden a tiempos (t), en el intervalo:  $8 \text{ hr} \leq t \leq 16 \text{ hr}$ , en el estado estacionario.

A partir de las medidas térmicas obtenidas, se determinaron los perfiles de temperatura en los diferentes planos que pasan por el punto medio del modelo: el perpendicular a la superficie calentada y el plano paralelo a la misma. En el primer plano, se trabajó con los perfiles horizontales de temperatura, en la dirección de la corriente térmica suministrada, que va de la pared calentada a la pared fría (Figura 3). En el mismo plano se analizaron los perfiles verticales de temperatura que se desarrollan en la dirección que va del piso al techo de la cavidad. En el plano paralelo se trabajó en la dirección que va desde la pared del frente a la pared del fondo, según se esquematiza en la figura 3.

El objetivo de buscar una expresión analítica que ajuste los valores de temperatura en las proximidades de las superficies es tratar de encontrar alguna relación que permita conocer la temperatura del agua en las proximidades de las superficies a partir de valores medidos en el centro del local y en el punto medio de las paredes, que es lo que usualmente uno haría en una experiencia a escala real. En estas condiciones el cálculo de los coeficientes de transferencia térmicos h sería más realista que si se lo hiciera a partir de la temperatura central o promedio del local y las temperaturas de superficie.

### PERFIL VERTICAL DE TEMPERATURAS EN EL PLANO XZ

En el plano xz, se analizó la variación de temperaturas en función de la altura z, en este plano se tienen los valores de temperatura para  $z=0, 0.5, 5, 9.5$  y  $10 \text{ cm}$ , en la coordenada  $x=5 \text{ cm}$ ,  $y=5 \text{ cm}$ . Una vez graficados estos valores se ajustaron con un polinomio de grado 3. De este modo para una potencia específica V, se puede aproximar la temperatura, en función de la posición de la forma:

$$T(z) = az^3 + bz^2 + cx + d \quad (1)$$

Los valores promedios de los coeficientes del ajuste, para los diferentes voltajes de calentamiento se muestran a continuación:

<b>V<sub>c</sub>(V)</b>	<b>a(z<sup>3</sup>)</b>	<b>b(z<sup>2</sup>)</b>	<b>c(z)</b>	<b>d</b>
20	0.050	0.81	3.2	15.2
25	0.046	0.70	2.8	18.2
30	0.038	0.59	2.5	21.6
35	0.064	0.98	4.0	23.7
40	0.075	1.17	4.8	24.5

Tabla I. Coeficientes del polinomio ajustado al perfil vertical de temperaturas en el plano xz

De la Tabla I se puede observar que los coeficientes a, b, c y de modo particular el coeficiente d, crecen a medida que la potencia suministrada es mayor. De este modo para el régimen estacionario, este ajuste nos devuelve temperaturas para las posiciones especificadas anteriormente, que se encuentran dentro de los márgenes del error experimental, resultando el ajuste una muy buena aproximación. Por ejemplo, con  $V_c=35V$ , para  $t=12.5 \text{ hr}$ , se tiene el siguiente ajuste:

$$T(z) = 0.064z^3 - 0.99z^2 + 4.0z + 23.6 \quad (2)$$

A continuación se muestran los valores obtenidos con el ajuste y los valores reales de temperaturas medidos en dichas posiciones:

<b>z(cm)</b>	<b>T<sub>ajuste</sub>(°C)</b>	<b>T<sub>real</sub>(°C)</b>
0	23.6	24.0
0.5	25.4	24.8
5.0	26.9	27.1
9.5	27.2	26.6
10.5	28.7	28.9

Tabla II. Cuadro comparativo entre los valores de temperatura real y los valores que resultan del ajuste.

El ajuste permite predecir con suficiente precisión la temperatura en las proximidades de las superficies, a partir de las medidas realizadas en el centro y las superficies, como para tener una mejor aproximación en el cálculo de h que si se emplea sólo la temperatura central.

### PERFILES HORIZONTALES DE TEMPERATURA EN EL PLANO XZ

Con los valores de temperatura medidos en el interior de la pared caliente, en el centro y el interior de la pared fría, en la dirección x se ajustó un polinomio de grado 2:

$$T(x) = ax^2 + bx + c \quad (3)$$

En el estado estacionario se obtienen los siguientes valores promedios para los coeficientes, a las diferentes potencias ensayadas:

Vc(V)	a(x2)	b(x)	c
20	0.030	0.34	18.4
25	0.035	0.39	21.4
30	0.037	0.48	25.7
35	0.050	0.61	28.9
40	0.052	0.67	30.0

Tabla III. Coeficientes del polinomio ajustado al perfil horizontal de temperaturas en el plano xz

Aquí también se observa que los coeficientes a, b y c crecen a medida que la potencia suministrada aumenta, por lo que se puede deducir que los coeficientes dependen de V a través de alguna función creciente de V. De los perfiles de temperatura en este plano, en la dirección x, se puede ver que las temperaturas registradas en el interior de las paredes son más altas que en el centro de la cavidad, ello sugiere que las paredes de la cavidad, se calientan además por conducción a través del vidrio o acrílico, desde la pared caliente.

### COEFICIENTES CONVECTIVOS H

Se calcularon los coeficientes de transferencia convectiva en las paredes, a partir del valor de la temperatura del agua en el centro del local con la siguiente expresión:

$$H = (k/e) * (T_{int} - T_{ext}) / (T_{agua} - T_{int}) \quad (4)$$

donde el coeficiente (k/e) tiene en cuenta la conductividad térmica y el espesor del vidrio, en las caras laterales, y del acrílico en las correspondientes al techo y al piso.  $T_{int}$  es la temperatura en el interior de la cavidad, sobre la superficie de las paredes laterales, el techo y el piso y  $T_{ext}$  es la temperatura en el exterior de dichas paredes. Para las diferentes potencias ensayadas en la Tabla IV y en la Figura 6 se muestran los valores promedios de H obtenidos:

Vc (V)	Hpiso (W/m°C)	Htecho (W/m°C)	Hfondo (W/m°C)	Hfrente (W/m°C)	Hcaliente (W/m°C)	Hfria (W/m°C)
20	17.1	45.3	119.3	151.9	921.7	160.3
25	16.0	57.5	176.9	135.6	1149.4	198.4
30	17.8	103.7	299.1	377.9	1159.6	328.6
35	18.3	86.6	362.1	242.9	1257.5	337.1
40	17.8	101.7	405.0	348.2	1432.1	478.0

Tabla IV. Coeficientes convectivos en las paredes de la cavidad

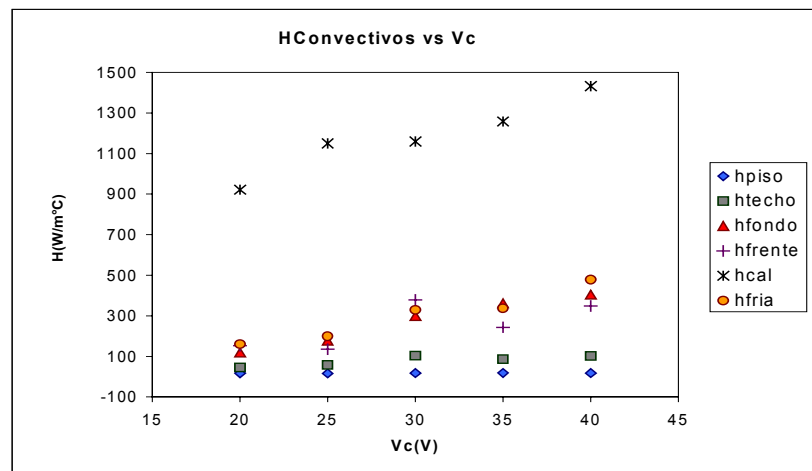


Figura 6. Coeficientes de transferencia convectiva en las paredes del recinto en función del voltaje de calentamiento.

Se puede ver que el coeficiente h en la pared caliente es el más grande, del orden de los 1000W/m°C; los valores de las paredes del fondo, del frente y la pared fría son del orden de los 100W/m°C. Finalmente en el piso y el techo se determinan los valores calculados más bajos entre 10 y 100W/m°C, en particular el valor más bajo de h se da en el piso. También se observa que a medida que aumenta la potencia suministrada, los valores de h también aumentan.

Del análisis de los valores de  $h$ , y de la visualización del flujo, también surge el hecho de que los valores de  $h$  para el piso y el techo, no pueden ser tan bajos, o al menos no tan pequeños respecto de los valores de  $h$  obtenidos en las paredes del fondo, del frente y en la pared fría. Esto no se corresponde con las observaciones de la visualización del flujo, las cuales aún en el estado estacionario, muestran fuertes movimientos en las zonas adyacentes al techo, a la pared fría y al piso.

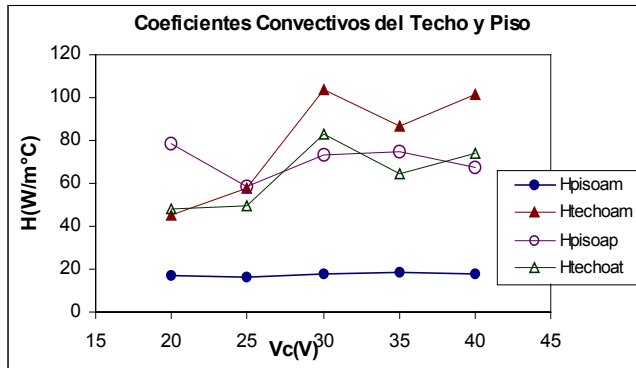


Figura 7. Comparación de los  $h$  obtenidos a partir de la temperatura del agua en el centro del local y de la próxima a las superficies.

Debido a esto y usando los valores de temperatura del agua registrados a 0.5 cm por debajo del techo y a 0.5 cm por encima del piso, se recalcularon los valores de  $h$ , para el piso y para el techo. Para las diferentes potencias ensayadas, en la figura 7 se muestran comparativamente los valores de  $h$  en el piso y en el techo, calculados con la temperatura en el centro de la cavidad ( $H_{pisoam}$  y  $H_{techoam}$ ) y los calculados usando las temperaturas del agua cercanas al piso y al techo ( $H_{pisoap}$  y  $H_{techoat}$ ).

Se observa que si bien el valor de  $h$  en el techo disminuye levemente, hay una mejora significativa en el valor de  $h$  calculado en el piso, que se corresponde con la componente de velocidad sobre la superficie del piso y que se visualiza en la Figura 3d.

## CONCLUSIONES

La visualización del flujo a tiempos largos desde que el sistema ha alcanzado el estado estacionario revela modificaciones significativas respecto del perfil del flujo convectivo registrado en las primeras horas de alcanzado el equilibrio. Se aprecia que el rebote del agua en la parte superior de la cara fría sigue ocurriendo y tiene como consecuencia desplazar el núcleo caliente apretándolo contra la superficie caliente. El núcleo frío es sustituido por el flujo descendente sobre la pared fría y el piso, y el lento desplazamiento del agua hacia abajo y a la izquierda en la zona media. Estos resultados muestran que a pesar de estar en equilibrio térmico con el ambiente, el patrón de circulación continúa evolucionando y por lo tanto no hay equilibrio dinámico en el sistema.

Desde el punto de vista cuantitativo, las medidas térmicas permitieron encontrar ajustes polinómicos a los valores de temperatura del agua en las proximidades de las superficies, en buen acuerdo con los valores medidos debajo del techo y sobre el piso, y se ha mejorado el cálculo de los coeficientes convectivos sobre las superficies.

Se calcularon los coeficientes de transferencia convectivos sobre todas las superficies a partir de la temperatura del agua medida en el centro del local y a partir de los valores de temperatura medidos en las proximidades del techo y el piso. Los valores obtenidos muestran mayor concordancia con los que se esperaría a partir de las experiencias de visualización de flujos.

Estos resultados muestran la importancia de disponer de criterios, tanto cualitativos como cuantitativos, que permitan conocer la temperatura en las proximidades de las superficies a partir de pocas medidas realizadas en el local, con vistas a mejorar el cálculo de los coeficientes convectivos  $h$ .

## BIBLIOGRAFÍA

- Bohm, M. S. (1985). Experimental study of three dimensional natural convection at high Rayleigh number. *SERI Report*.
- Elder, J. W. (1965). Laminar free convection in a vertical slot. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 23, 77.
- Hoyos, D., De Paul, I. (1994). Programa de captura de imágenes, procesamiento y cálculo para medición de velocidades en líquidos. *Actas de 17ª Reunión de ASADES. Tomo II. pp:683-688. Rosario*.
- Hoyos, D., Peñas Martín, R., De Paul, I. (1995). "Programa de análisis de trayectorias en sistemas solares pasivos". *Actas de 18ª Reunión de ASADES. San Luis*.
- Merzkirch, W. (1974). Flow visualization. *Academic Press Inc*.
- Ostrach, S. (1972). Natural Convection in enclosures. *Advances in heat transfer. Volumen 8, 161*.
- Vilte, M., De Paul, I. (1997). Análisis de la interacción térmica e hidrodinámica en un recinto cerrado producida por convección natural. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 1, N° 2, pp: 69-72*.
- Vilte, M., De Paul, I. "Fernández Mesa, F. J. (1998). Transferencia térmica en un recinto cerrado, producida por convección natural. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 2, N°1, pp: 02.49*.

## ABSTRACT

Results of experimental test on a water filled cubic cavity, heated at constant power from one side, for long time after the system has reached the stationary state. Comparison with earlier experiences shows that even if the system has reached a thermal equilibrium with the ambient, it could be not in dynamic equilibrium. Analytical expressions are found that allow the calculation of temperatures near of surfaces of floor and roof, that fit well measures values. Convective heat transfer coefficients obtained from these values are compared with those obtained using the central point water temperature.